

19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 43 28 906 A 1

51 Int. Cl.⁶:
F 15 B 21/04

21 Aktenzeichen: P 43 28 906.1
22 Anmeldetag: 27. 8. 93
43 Offenlegungstag: 2. 3. 95

DE 43 28 906 A 1

71 Anmelder:
Liebherr-Aero-Technik GmbH, 88161 Lindenberg, DE

74 Vertreter:
Klunker, H., Dipl.-Ing. Dr.rer.nat.; Schmitt-Nilson, G.,
Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Hirsch, P., Dipl.-Ing.,
Pat.-Anwälte, 80797 München

72 Erfinder:
Backé, W., Prof. Dr.-Ing., 52072 Aachen, DE

54 Hydrostatischer Aktuator

57 Ein hydrostatischer Aktuator besitzt als hydraulisches Stellglied beispielsweise eine doppelwirkende Kolben-Zylindereinheit. Die Kammern des hydraulischen Stellglieds werden von einer umsteuerbaren Verstellpumpe mit veränderbarem Fördervolumen gespeist, wobei die Pumpe von einem Motor mit konstanter Drehzahl angetrieben wird. Befindet sich die Verstellpumpe in der neutralen Stellung, d. h., beträgt der Förderstrom null, so kann die in der Pumpe entstehende Wärme nicht mit der Hydraulikflüssigkeit abfließen. Um eine Überhitzung bei in einer bestimmten Position feststehendem Aktuator zu vermeiden, ist eine weitere Konstantpumpe mit gleichbleibendem Fördervolumen zu der Verstellpumpe parallel geschaltet und mit den Kammern des hydraulischen Stellglieds verbunden. Die Konstantpumpe fördert ständig einen bestimmten Volumenstrom von einer der Kammern in die andere Kammer. Damit ist die Verstellpumpe gezwungen, zur Aufrechterhaltung einer Ruhestellung des Stellglieds den von der Konstantpumpe geförderten Volumenstrom zu kompensieren. Dadurch wird Wärme abgeleitet.

DE 43 28 906 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 01. 95 408 069/359

6/28

Die Erfindung betrifft einen hydrostatischen Aktuator mit einem doppelt wirkenden hydraulischen Stellglied, dessen Kammern durch eine umsteuerbare Verstellpumpe mit veränderbarem Fördervolumen beschickt werden, wobei die Verstellpumpe von einem Motor mit konstanter Drehzahl angetrieben wird.

Derartige hydrostatische Antriebe sind in der Industrie bekannt, teilweise neuerdings auch zum Verstellen der Steuerflächen eines Flugzeuges. Die derzeit üblichen zentralen Hydrauliksysteme werden dabei durch derartige dezentrale Systeme ersetzt, die an den jeweils benötigten Leistungsbedarf besser anpaßbar sind und keine langen Zufluß- und Rücklaufleitungen benötigen. Die zu verstellenden Steuerflächen, wie beispielsweise Höhen- oder Seitenruder sind üblicherweise mit dem Kolben der doppelt wirkenden Kolben-Zylindereinheit mechanisch verbunden. Zum Verstellen wird eine der beiden Kammern der Kolben-Zylindereinheit mit Hydraulikfluid beschickt, der Kolben verschiebt sich abhängig vom eingepumpten Fördervolumen der Pumpe in eine gewünschte Stellung. Ist die Sollstellung erreicht, wird der Förderstrom der Verstellpumpe auf Null zurückgeregt, wodurch die Kolben-Zylindereinheit bzw. das Flugzeugteil in einer bestimmten Stellung verbleibt. Für eine Rückstellung wird die Verstellpumpe umgesteuert, d. h. die jeweils andere Kammer der Kolben-Zylindereinheit wird nun mit Hydraulikflüssigkeit beschickt, wodurch das Flugzeugteil wieder in seine Ausgangslage zurückbewegt wird.

Während der Verstellphase, in der die Hydraulikflüssigkeit fließt bzw. umgepumpt wird, transportiert die Flüssigkeit die in der Pumpe durch Reibung entstehende Wärme ab. Problematisch ist aber die Neutralstellung der Verstellpumpe, d. h. die Stellung der Pumpe, in der der Förderstrom Null ist. Die in der Pumpe entstehende Wärme kann in diesem Betriebszustand nicht abgeführt werden, so daß es auf Dauer zu einer Überhitzung und zum Fressen der ständig mit konstanter Drehzahl angetriebenen Pumpe kommen kann.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, das Problem der Wärmeabfuhr aus der Pumpe des in einer bestimmten Position feststehenden Aktuators zu lösen.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch die im Kennzeichen des Anspruchs 1 genannten Merkmale gelöst. Der Erfindung liegt die Erkenntnis zugrunde, daß dafür gesorgt werden muß, daß die Verstellpumpe immer, d. h. auch in Neutralstellung, einen gewissen kleinen Förderstrom erzeugen muß. Um das System in Ruhe zu halten, muß dieser Förderstrom kompensiert werden, vorzugsweise durch eine Konstantpumpe, deren Förderrichtung der Förderrichtung der Verstellpumpe entgegengesetzt ist. Mit anderen Worten, das von der Verstellpumpe in Richtung einer Kammer der Kolben-Zylindereinheit transportierte Fördervolumen wird aus diesem hydraulischen Ast des Systems durch die Konstantpumpe wieder abgepumpt und in den hydraulischen Ast des Systems gepumpt, der mit der anderen Kammer der Kolben-Zylindereinheit in Verbindung steht. Der Nettoförderstrom ist damit wiederum gleich Null, und das System, d. h. der Kolben der Kolben-Zylindereinheit bleibt in Ruhestellung.

In vorteilhafter Weise ist die Konstantpumpe mechanisch über eine Welle mit der Verstellpumpe gekoppelt, so daß Verstellpumpe und Konstantpumpe mit gleicher Drehzahl umlaufen. Das Ziel der Erfindung, d. h. eine ausreichend hohe Wärmeabfuhr aus dem Pumpenge-

häuse wird bereits erreicht, wenn der Volumenstrom der Konstantpumpe etwa 10% der maximalen Fördermenge der Verstellpumpe beträgt. Es ist von Vorteil, wenn der durch die Konstantpumpe laufende Volumenstrom gefiltert und gekühlt wird.

Nachfolgend wird eine Ausführungsform der Erfindung anhand der beigelegten Zeichnung beispielsweise beschrieben. Darin zeigen

Fig. 1 einen hydrostatischen Antrieb mit Verstellpumpe gemäß dem Stand der Technik in schematischer Darstellung,

Fig. 2 einen hydrostatischen Antrieb mit Verstellpumpe und Konstantpumpe in schematischer Darstellung,

Fig. 3 den Querschnitt durch eine Schrägscheibenpumpe und

Fig. 4 Kennlinien von Verstellpumpen nach dem Stand der Technik und der Erfindung.

Wie in Fig. 1 gezeigt, besteht ein bekannter hydrostatischer Aktuator aus einem hydraulischen Stellglied 11. Im vorliegenden Fall handelt es sich um einen Linearaktor. Statt dieses Aktuators könnte auch ein Rotationsaktor vorgesehen sein. Die Art der vermittelten Bewegung, d. h. ob translatorisch oder rotatorisch ist in diesem Zusammenhang ohne Bedeutung.

Die beiden Kammern 16, 17 des Aktuators sind über Leitungsäste A und B mit einer Verstellpumpe 12 verbunden, die von einem Motor 13 angetrieben wird. Bei der Pumpe handelt es sich im vorliegenden Fall um eine Schrägscheibenpumpe, wie sie in Fig. 3 schematisch dargestellt ist. Derartige Pumpen sind bekannt, über die Verstellung einer Schrägscheibe, auf der einzelne Kolben gleiten, kann der Förderstrom derartiger Pumpen zwischen Null und einer Maximalgröße variiert werden. Eine negative Pumpenverstellung bedeutet Umkehr der Förderrichtung.

Statt der Schrägscheibenpumpe können auch andere Pumpenprinzipien verwendet werden.

Bei Bedarf speist ein Speicher 14 über Antikavitationsventile 15 Flüssigkeit in die hydrostatischen Flüssigkeitssäulen A und/oder B ein. Leckageflüssigkeit der Pumpe 12 wird durch die Verbindung C dem System wieder zur Verfügung gestellt.

Wird vom Stellglied 11 Bewegung gefordert, so wird die Pumpe auf Förderung gestellt, d. h. das geometrische Verdrängungsvolumen der Pumpe wird erhöht. Die Pumpe erzeugt einen Volumenstrom, sie zieht beispielsweise aus Kammer 16 hydraulische Flüssigkeit ab und pumpt diese in die Kammer 17 ein. Der im Zylinder gleitende Kolben bewegt sich dadurch nach links. Die Geschwindigkeit der Verstellung hängt von der Verstellung der Pumpe bzw. vom Fördervolumenstrom ab.

Soll das Stellglied 11 auf seiner Position verharren, wird die Pumpe zurückgestellt, bis von ihr kein Volumenstrom mehr erzeugt wird. Wenn mit dem Stellglied beispielsweise eine Ruderklappe eines Flugzeuges verbunden ist, wirken in Ruhestellung hohe, durch den Luftwiderstand verursachte Kräfte auf das Stellglied ein. Die Pumpe arbeitet in diesem Zustand gegen einen Druckunterschied zwischen der Saug- und Druckseite. Bedingt durch diesen Druckunterschied tritt eine gewisse Menge Leckageflüssigkeit aus der Pumpe aus. Wie vorstehend beschrieben, wird diese Leckageflüssigkeit über die Leitung C in das System zurückgeführt. Das Austreten dieser Leckageflüssigkeit ist nicht unerwünscht, weil dadurch ein Teil der in der Pumpe entstehende Wärme abgeführt wird.

Selbstverständlich wird das System im Regelkreis be-

trieben. In der Kolben-Zylindereinheit 11 ist ein Weggeber integriert, der ein Ist-Positionssignal erzeugt. In einem Vergleichler wird dieses Signal mit einem Führungssignal verglichen. Das Rückführsignal steuert die Stellung der Schrägscheibe der Verstellpumpe. Die Regelkreiselektronik ist nicht gesondert dargestellt, sie ist beispielsweise aus der Europäischen Patentanmeldung 2 712 744 bekannt.

Da die Verstellpumpe 12 unabhängig von der momentanen Förderleistung mit konstanter Drehzahl umläuft, entsteht in der Pumpe ständig eine gewisse Wärmemenge. In Fig. 3 sind die Bereiche angegeben, in denen hauptsächlich Reibungswärme entsteht. Der Bereich 1 zeigt die Kolbenschuhe, die über die Schrägscheibe gleiten. Die Schrägscheibe wird jedoch ständig mit Öl aus dem Gehäuse geschmiert und gekühlt, so daß die hier entstehende Wärme nicht kritisch ist.

Im Kolbenbereich 2 entsteht dann Wärme, wenn die Kolben bei entsprechender Stellung der Schrägscheibe hin- und herbewegt werden. In diesem Fall wird aber die entstehende Wärme durch den die Pumpe durchsetzenden Förderstrom abtransportiert. In Neutralstellung läuft die Pumpe zwar um, die Kolben machen aber keine Hubbewegungen, so daß in diesem Bereich keine Wärme erzeugt wird.

Anders sieht es im Bereich 3 am Steuerspiegel aus. Wenn in Neutralstellung keine Hydraulikflüssigkeit gefördert wird, kann es leicht zu einer Überhitzung und zum Fressen der Reibflächen kommen. Insbesondere ist dies dann zu befürchten, wenn in der Neutralstellung keine Druckdifferenz im Dichtspalt herrscht. Im Falle hoher Windkräfte am Stellglied stellt sich eine entsprechend hohe Druckdifferenz am Dichtspalt ein, die einen Leckagestrom bewirkt, der die entstehende Wärme weitgehend abtransportiert. Kritisch wird es aber dann, wenn in der Neutralstellung keine Haltekräfte eingebracht werden müssen und die Druckdifferenz im Schmierpalt und damit der Leckagestrom auf Null abfällt. Die in diesem Betriebszustand anfallende Wärme wird nicht abtransportiert und kann in kurzer Zeit zur Schädigung der Pumpe bzw. Störung des Systems führen.

Zur Lösung dieses Problems wird gemäß Fig. 2 eine Konstantpumpe 21 vorgesehen, die parallel zur Verstellpumpe 12 die beiden, zu den Kammern 16 und 17 des Linearaktuator führenden, hydraulischen Äste A und B verbindet. Die Konstantpumpe 21 ist auf mechanischer Seite (Welle) mit der Verstellpumpe 12 verbunden. Die Konstantpumpe läuft mit der gleichen Drehzahl um, wie die Verstellpumpe. Ein Wärmetauscher 22 kühlt den von der Konstantpumpe geförderten Volumenstrom. In diesem Zweig kann auch noch ein Filter angeordnet sein, was in der Figur nicht dargestellt ist.

Der von der Konstantpumpe geförderte Volumenstrom bewirkt keine entsprechende Nachregelung der Verstellpumpe, wenn das Stellglied in seiner Position verharren soll. Der von der Verstellpumpe geförderte Volumenstrom kompensiert den von der Konstantpumpe geförderten Volumenstrom, es fließt somit ständig Flüssigkeit um, wie in Fig. 2 durch Pfeile dargestellt ist. Dieser Volumenstrom ist konstant, er beträgt vorzugsweise etwa 10% der maximalen Förderleistung der Verstellpumpe. Der die Verstellpumpe somit ständig durchsetzende Volumenstrom transportiert die im Schmierpalt entstehende Wärme zuverlässig ab, es besteht keine Gefahr, daß die Schmierflächen heißlaufen und fressen.

Der Sachverhalt ist in Fig. 4 grafisch dargestellt. Die

Vertikalachse bezeichnet die Geschwindigkeit der Stellgliedbewegung G, die Horizontalachse zeigt den Grad der Pumpverstellung V. Eine negative Pumpenverstellung bedeutet Umkehr der Förderrichtung.

Die Linie 3.1 zeigt das Verhalten des Systems gemäß dem Stand der Technik, die Linie 3.2 zeigt das erfindungsgemäße Verhalten. Der Versatz beider Linien resultiert aus der zur Kompensation notwendigen Auslenkung der Verstellpumpe.

Wie sich aus den Kennlinien ersehen läßt, funktioniert das erfindungsgemäße System in nahezu gleicher Weise wie der Stand der Technik. Eine Abweichung zeigt sich nur in einer unterschiedlichen maximalen Geschwindigkeit des Stellgliedes, die in einer Richtung etwas größer und in der anderen Richtung etwas kleiner ist als die maximale Stellgeschwindigkeit im bekannten System. Diese Geschwindigkeitsdifferenz ist jedoch nicht funktionsrelevant.

Die erfindungsgemäß vorgesehene Verstellung der Verstellpumpe auch in Neutralstellung bewirkt, daß die Pumpe ständig mit frischem Öl durchströmt und damit gekühlt wird. Die Zuverlässigkeit und damit Einsetzbarkeit derartiger Systeme wird dadurch sichergestellt.

Patentansprüche

1. Hydrostatischer Aktuator mit einem doppelt wirkenden hydraulischen Stellglied (11), dessen Kammern mit einer umsteuerbaren Verstellpumpe mit veränderbarem Fördervolumen beschickt werden, wobei die Pumpe von einem Motor mit konstanter Drehzahl angetrieben wird, dadurch gekennzeichnet, daß eine weitere Konstantpumpe (21) mit gleichbleibendem Fördervolumen der Verstellpumpe (12) parallel geschaltet und mit den Kammern (16, 17) des hydraulischen Stellglieds (11) verbunden ist, welche ständig einen bestimmten Volumenstrom von einer der Kammern in die andere Kammer fördert, so daß die Verstellpumpe (12) für eine Ruhestellung des Stellglieds diesen Volumenstrom kompensieren muß.
2. Aktuator nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Konstantpumpe (21) mechanisch über eine Welle mit der Verstellpumpe (12) gekoppelt ist und mit gleicher Drehzahl umläuft.
3. Aktuator nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verstellpumpe (12) eine Schrägscheibenpumpe ist.
4. Aktuator nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Fördermenge der Konstantpumpe (21) etwa 10% der maximalen Fördermenge der Verstellpumpe (12) ist.
5. Aktuator nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß vor oder nach der Konstantpumpe (21) ein Filter angeordnet ist.
6. Aktuator nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß vor oder nach der Konstantpumpe (21) ein Wärmetauscher angeordnet ist.
7. Aktuator nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Stellglied eine Kolben-Zylindereinheit (11) ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

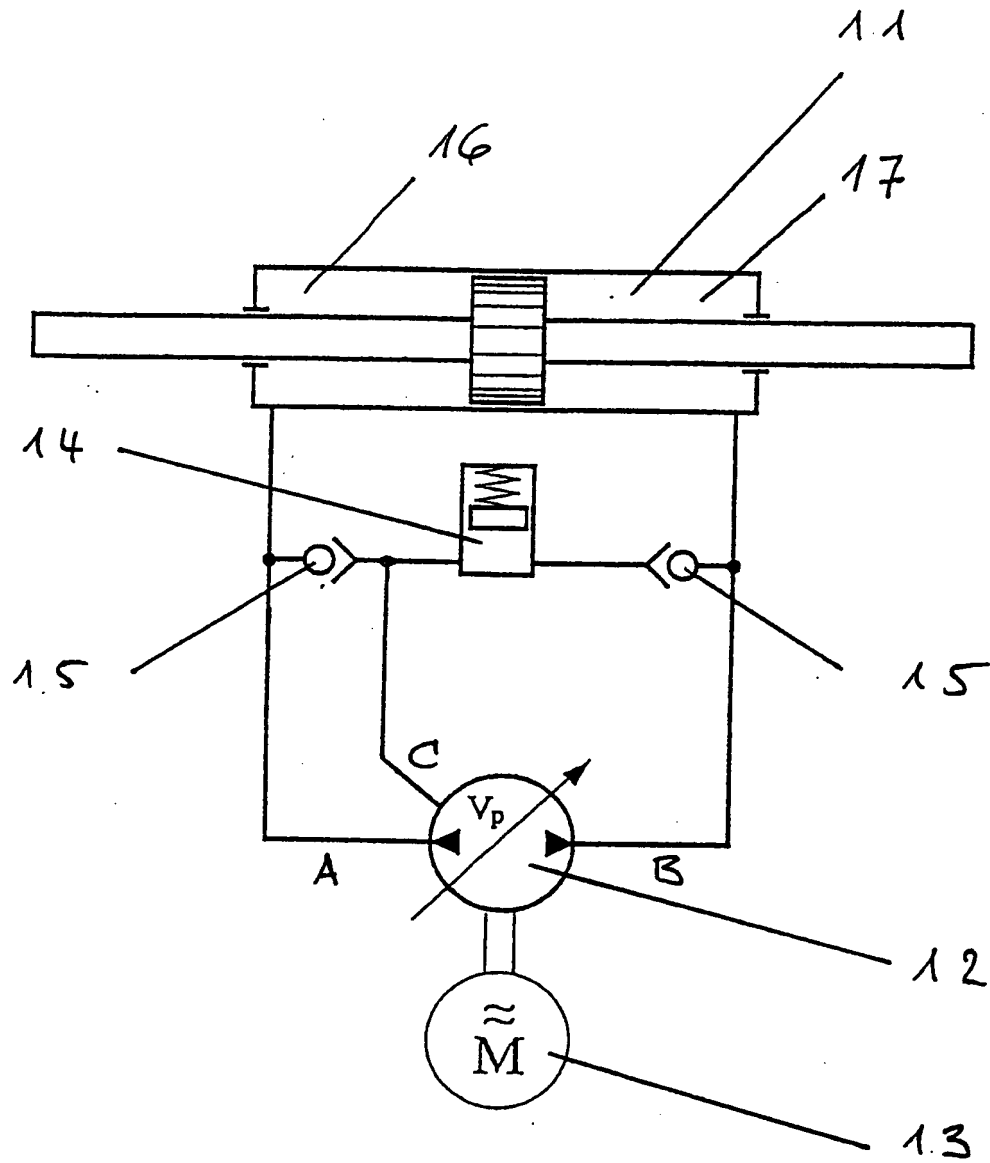
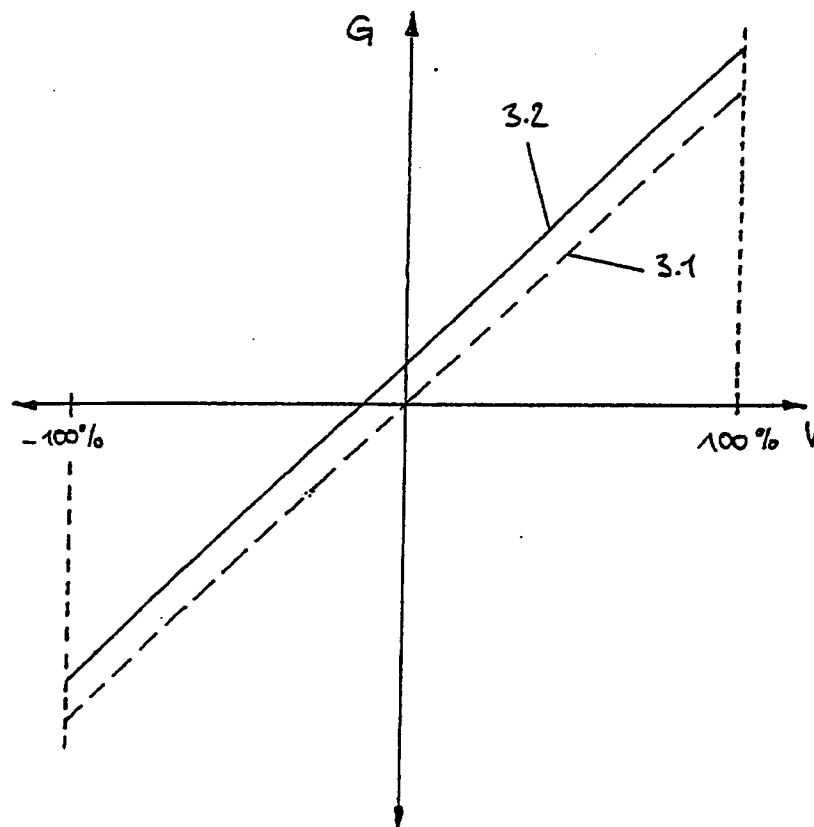
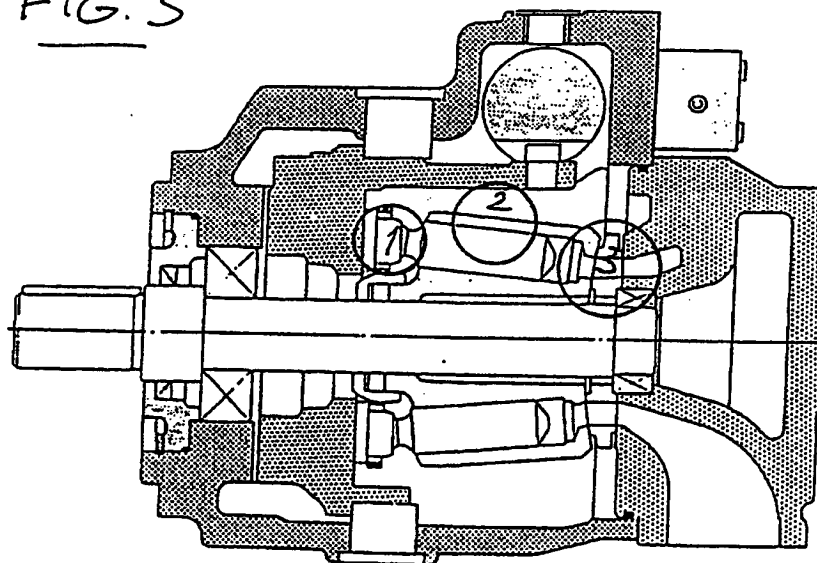


FIG. 1

FIG. 3



(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 213 486 A2

(12)

EUROPEAN PATENT APPLICATION

(43) Date of publication:

12.06.2002 Bulletin 2002/24

(51) Int Cl.7: F15B 11/024, B27L 7/00

(21) Application number: 01204395.6

(22) Date of filing: 16.11.2001

(84) Designated Contracting States:

AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR

Designated Extension States:

AL LT LV MK RO SI

(72) Inventor: Magnani, Elio

42100 Reggio Emilia (IT)

(74) Representative: Corradini, Corrado et al

Studio Ing. C. CORRADINI & C. S.r.l.

4, Via Dante Alighieri

42100 Reggio Emilia (IT)

(30) Priority: 05.12.2000 IT RE200125

(71) Applicant: Bell S.R.L.

42100 Reggio Emilia (IT)

(54) Hydraulic unit with automatic regenerative system typically for log splitting machines operated by a single-acting cylinder-piston unit

(57) A hydraulic operating system for a tool, typically for a log splitting machine, comprising a single acting hydraulic cylinder-piston unit (9), a motor-driven pump (1) and a hydraulic distributor (5) arranged to selectively connect the piston chamber (90) of said cylinder-piston unit (9) to the pump delivery (4) or to discharge (15), in which the piston rod chamber (91) of the cylinder-piston unit (9) is connected to the piston chamber (90) by a conduit (13) comprising a unidirectional valve (130) which prevents oil transfer towards the piston rod chamber (91), and to the oil reservoir (3) by a discharge conduit (12) closed by a preset overpressure valve (120) sensitive to the pump delivery pressure and by a separate suction conduit (14) provided with a unidirectional valve (140) which prevents oil flow towards the reservoir (3).

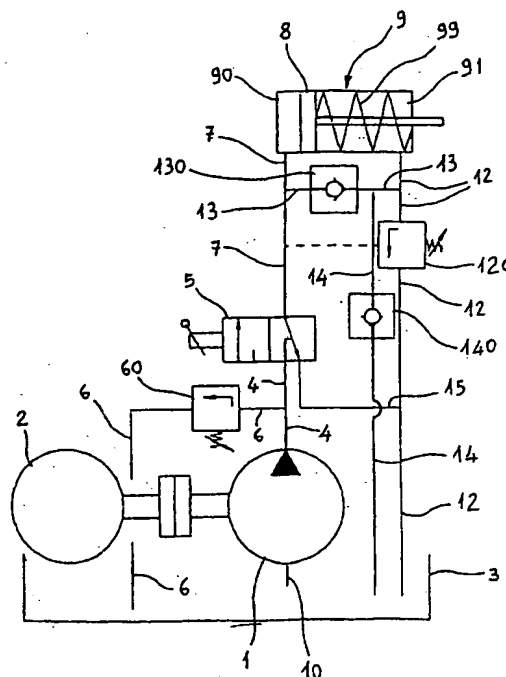


FIG. 1

EP 1 213 486 A2

Description

[0001] This invention relates to a hydraulic service unit a typical, but not exclusive, application of which is in log splitting machines in which the log splitting action is provided by a single-acting cylinder-piston unit with spring return.

[0002] Such log splitting machines normally comprise a virtually horizontal operating seat in which the log to be split is positioned between two mutually movable members, known as the log pusher and the blade.

[0003] The log pusher is normally fixed, while the blade is operated by a hydraulic cylinder-piston unit, which can either be single or double acting and is connected to a motor-driven pump by way of a suitable interposed distributor.

[0004] In such log splitting machines, to increase productivity the respective cylinder-piston unit can be operated in two modes, usually known as normal and regenerative, to which two different lengthening speeds of the cylinder-piston unit correspond.

[0005] For correctly defining said operative modes, the basic characteristics of usual single and double acting cylinder-piston units can be summarized as follows.

[0006] A usual single acting cylinder-piston unit comprises an outer cylinder and a slidable inner piston which divides the volume of the cylinder into two parts usually known as the piston chamber and the piston rod chamber, this latter housing at least one elastic return means, typically a helical spring.

[0007] When operating in the normal operative mode a single acting cylinder-piston unit is elongated by feeding oil into the piston chamber, with consequent loading of the at least one spring, the same cylinder-piston unit being shortened by the thrust of the spring after connecting the piston rod chamber to discharge.

[0008] A usual double acting cylinder-piston unit comprises an outer cylinder and a slidable inner piston which divides the volume of the cylinder into two parts again known as the piston chamber and the piston rod chamber, these two chambers being both constantly filled with oil.

[0009] When operating in the normal operative mode a double acting cylinder-piston unit is elongated by feeding oil into the piston chamber and connecting the piston rod chamber to discharge, the same cylinder-piston unit being shortened by the reverse operation.

[0010] When a double acting cylinder-piston unit operates in said regenerative mode, during lengthening of the cylinder-piston unit the oil leaving the piston rod chamber is recovered and added to that directed to the piston chamber. This is achieved by connecting the pump delivery to both chambers of the cylinder-piston unit.

[0011] In this manner the outward speed of the piston increases, for equal oil pressure and throughput, relative to the speed which the same piston can achieve during operation in normal mode, said increase being di-

rectly proportional to the ratio of cylinder cross-section to piston rod cross-section.

[0012] If, for example, the cross-section through the piston rod is one half that through the cylinder, as is often the case in such log splitting machines, the outward speed of the piston when in regenerative mode is exactly twice its outward speed when in normal mode.

[0013] In the known art, and again with reference to double acting cylinder-piston units, switching between the regenerative and the normal mode can be done manually by operating the oil distribution valve positioned downstream of the pump, or automatically by providing a conduit which short-circuits the oil between the two chambers of the cylinder-piston unit by the controlled operation of a valve sensitive to the pressure in the piston chamber.

[0014] In both cases, on commencing a log splitting phase the service hydraulic unit of the log splitting machine is set in the regenerative mode, which in order to achieve maximum log splitting speed with minimum force is maintained if the log does not offer excessive resistance, i.e. such as to raise the pressure of the oil in the piston chamber above a predetermined value.

[0015] If instead the log offers particularly high resistance, measurable for example by a pressure transducer associated with the hydraulic circuit, and such that the pressure in the piston chamber exceeds said predetermined value, the machine is switched between the regenerative and the normal mode, in one of the aforesaid ways.

[0016] The detailed description of the relative hydraulic circuits and distribution valves is omitted, as these are well known to an expert of the art.

[0017] The result of said automatic or manual switching is minimum lengthening speed with maximum available force.

[0018] The facility to operate both in regenerative mode and normal mode, typical of double acting cylinder-piston units, becomes extremely problematic in the case of single acting cylinder-piston units, because of the fact that in these latter the piston chamber does not contain oil.

[0019] In the aforescribed log splitting machines the use of double acting hydraulic units involves costs incompatible with market requirements, hence in this sector it is preferred to use units with single acting cylinder-piston units and so renounce the advantages of the regenerative mode operating system.

[0020] Some circuit arrangements which enable single acting cylinder-piston units to operate in regenerative mode are known, but these are not utilized in practice for two reasons.

[0021] Firstly, these arrangements involve complicated hydraulic circuits, which are very similar to those typical of double acting cylinder-piston units because of the need to also ensure filling of the piston chamber of the cylinder-piston unit.

[0022] Secondly, said circuits do not allow automatic

switching between the regenerative and the normal operating mode.

[0023] Consequently in this sector there is a deeply felt need for machines, not exclusively for log splitting, operated by single acting cylinder-piston units which can operate in regenerative mode and in normal mode, with automatic switch-over.

[0024] The main object of the present invention is precisely to satisfy said requirement.

[0025] A further object is to satisfy said requirement within the context of a simple, rational, reliable, durable and low-cost construction comprising a relatively small number of component parts.

[0026] Said objects are attained by a hydraulic system presenting the characteristics indicated in the claims.

[0027] It is of the type essentially consisting of a hydraulic circuit comprising a motor-driven pump for supplying pressurized oil to a hydraulic distributor by means of which the lengthening and shortening strokes of the cylinder-piston unit can be selected.

[0028] This latter comprises a piston chamber and a piston rod chamber which are both filled with oil, and a transfer path through which, during lengthening of the cylinder-piston unit, the oil present in the piston rod chamber can either flow into the piston chamber or be discharged into the pump reservoir, depending on the state of a preset pressure-sensitive valve present in the piston chamber.

[0029] The piston rod chamber is directly connected to the reservoir by an independent conduit provided with a directional valve which prevents the oil discharging into the reservoir but enables it to rise from the reservoir to the piston rod chamber.

[0030] According to the teachings of the invention, a transfer conduit is provided which bypasses the distributor and is intercepted by a first unidirectional valve which prevents transfer of oil from the piston chamber to the piston rod chamber but not vice versa.

[0031] Upstream of the first directional valve there is a suction conduit which dips into the oil reservoir and is intercepted by a second directional valve which enables the oil to pass only towards the piston rod chamber.

[0032] Between the suction conduit and the piston rod chamber there branches the discharge conduit of the piston rod chamber, which is intercepted by the preset overpressure valve sensitive to the pressure in the piston chamber.

[0033] By virtue of the aforescribed solution, and as will be apparent hereinafter, during lengthening of the cylinder-piston unit the oil leaving the piston rod chamber enters the piston chamber when the pressure in this latter is less than the preset pressure of the overpressure valve, and discharges to the reservoir when said pressure exceeds said preset value. Hence all the objects of the invention are attained in that on the one hand the switching between the regenerative and normal operating modes is automatic, and on the other hand the hydraulic unit is simple overall and of low cost, inter alia

because its activation and deactivation can be achieved by a distributor with only two operative positions.

[0034] The characteristics and constructional and functional merits of the invention will be apparent from the ensuing detailed description given with reference to the single accompanying figure which shows by way of example a hydraulic scheme according to the invention.

[0035] It comprises a hydraulic pump 1 driven by a motor unit 2 and presenting a suction conduit 10 which dips into an oil-containing reservoir 3, and a delivery conduit 4 connected to a hydraulic distributor 5 of sliding type.

[0036] The distributor comprises a first position in which the pump is connected directly to the piston chamber of the cylinder-piston unit, and a second position in which the pump and piston chamber of the cylinder-piston unit are both connected to discharge.

[0037] From the delivery conduit 4 there branches a recirculation conduit 6 which leads to the reservoir 3 and is intercepted by a maximum pressure valve 60.

[0038] The distributor 5 presents an extremely simple constructional form in that it comprises only two operative positions, to be selected by the user, for example in operating a log splitting machine.

[0039] The position illustrated corresponds to the passive or return stroke of the log splitting blade, the other position corresponding to the active or outward stroke of the blade.

[0040] The single acting cylinder-piston unit 9 associated with the blade presents a first chamber 90 between the piston 8 and the cylinder rear end, hereinafter known as the piston chamber, and a second chamber 91 between the piston 8 and the cylinder front end, hereinafter known as the piston rod chamber, in which a compression spring 99 is housed for the return of the piston.

[0041] Both said chambers 90, 91 are constantly filled with oil.

[0042] The piston chamber 90 is connected to the casing of the distributor 5 by the conduit 7, whereas the piston rod chamber 91 is connected to the reservoir 3 by the conduit indicated by 12.

[0043] The conduit 12 is intercepted by an overpressure valve 120 of presetting type as shown, which is operationally connected to the conduit 7 as shown in the figure by a dashed line, and is sensitive to the pressure in the conduit 7.

[0044] A transfer conduit 13 connects the conduit 12 upstream of the valve 120 to the conduit 7.

[0045] The transfer conduit 113 could evidently be directly connected to the chambers 90 and 91 of the cylinder-piston unit 9.

[0046] The transfer conduit 13 is intercepted by a unidirectional valve 130, which in the illustrated example is a non-return valve of ball type, and when in its closed position prevents passage of oil from the conduit 7 to the conduit 12.

[0047] An oil suction conduit 14 is also provided, which connects that branch of the conduit 13 upstream

of the valve 130 to the reservoir 3 and is intercepted by a non-return valve 140, which in the illustrated example is a ball valve preventing flow of oil towards the reservoir.

[0048] Finally, a discharge conduit 15 branches from the casing of the distributor 5 and is connected at its other end into the conduit 12 upstream of the respective overpressure valve 120.

[0049] The discharge conduit 15 could evidently be directly connected to the reservoir 3.

[0050] The described unit operates in the following manner.

[0051] When the distributor 5 is in its first operative position shown in the figure, with the pump 1 operating and the piston 8 completely retracted, the valves 120, 130 and 140 are closed and the pumped oil returns to the reservoir 3 through the conduit 15 connected into the conduit 12.

[0052] When the operator switches the distributor 5 to its second position (not shown), the pumped oil enters the piston chamber 90 through the conduit 7, the valves 120 and 140 remain closed, the valve 130 is opened by the pressurized oil flowing from the piston rod chamber 91 and entering the piston chamber 90, and the blade of the log splitting machine advances at maximum speed to act on the log with minimum force.

[0053] If the log splitting blade encounters a resistance such that along the conduit 7 the oil exceeds the preset pressure of the overpressure valve 120, the hydraulic unit automatically switches from regenerative mode to normal mode, by which the log splitting blade advances at minimum speed to act on the log with maximum force.

[0054] Specifically, on attaining said preset pressure the valve 140 remains closed, whereas the valve 120 opens with simultaneous closure of the valve 130, with the result that only the pumped oil enters the piston chamber 90, whereas the oil leaving the piston rod chamber 91 is discharged to the reservoir 3 through the valve 120.

[0055] As soon as the resistance which caused said switching disappears, the valve 120 recloses and the valve 130 automatically returns to the previously occupied position, the system then returning to its regenerative configuration.

[0056] When the log splitting blade has reached the end of its advancement travel, if the distributor 5 is not switched to its first operative position the pumped oil returns to the reservoir through the recirculation conduit 6.

[0057] On resetting the distributor 5 to the same configuration as Figure 1, with the pump 1 in operation, the piston 8 retracts by the effect of the thrust of the spring 99, the oil leaving the piston chamber 90 discharges to the reservoir 3 together with the pumped oil, the valves 120 and 130 remain closed, and the valve 140 opens by the effect of the vacuum created in the piston rod chamber 91 by the piston 8 during its retraction, with the result that said piston rod chamber 91 completely fills with oil, ready to operate the cylinder-piston unit 9 in the

regenerative mode.

[0058] Both the regenerative and normal modes of operation are determined by the second operative position of the distributor 5, in which it connects together the two conduits 4 and 7, and closes the discharge conduit 15. The merits and advantages of the invention are apparent from the foregoing and from an examination of the accompanying figure.

Claims

1. A hydraulic operating system for a tool, typically for a log splitting machine, comprising a single acting hydraulic cylinder-piston unit, a motor-driven pump and a hydraulic distributor arranged to selectively connect the piston chamber of said cylinder-piston unit to the pump delivery or to discharge, **characterised in that** the piston rod chamber of the cylinder-piston unit is connected to the piston chamber by a conduit comprising a unidirectional valve which prevents oil transfer towards the piston rod chamber, and to the oil reservoir by a discharge conduit closed by a preset overpressure valve sensitive to the pump delivery pressure and by a separate suction conduit provided with a unidirectional valve which prevents oil flow towards the reservoir.
2. A system as claimed in claim 1, **characterised in that** said unidirectional valves are ball valves.
3. A system as claimed in claim 1, **characterised in that** said hydraulic distributor is a distributor with two operative positions corresponding to shortening and lengthening of the cylinder-piston unit respectively, in the first of which it connects both said pump delivery and said piston chamber to the reservoir, and in the other of which it connects the pump to the piston chamber.
4. A system as claimed in claim 3, **characterised in that** said distributor is a sliding distributor.
5. A log splitting machine operated by a single acting cylinder-piston unit with its return controlled by an elastic means such as a spring, **characterised by** being associated with a hydraulic system in accordance with claims 1 to 4.

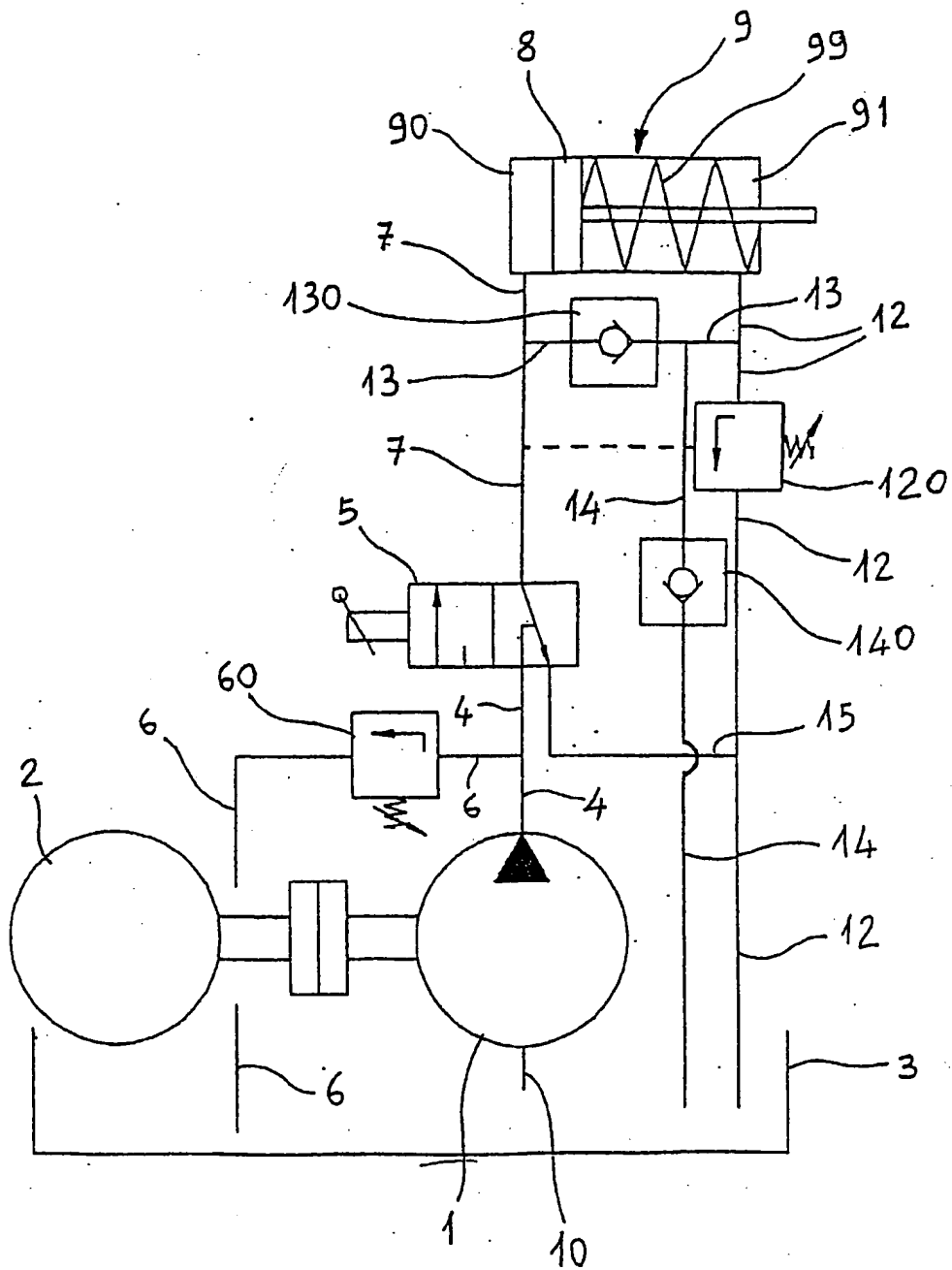


FIG. 1



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

21 Aktenzeichen: 100 21 823.7
22 Anmeldetag: 4. 5. 2000
43 Offenlegungstag: 8. 11. 2001

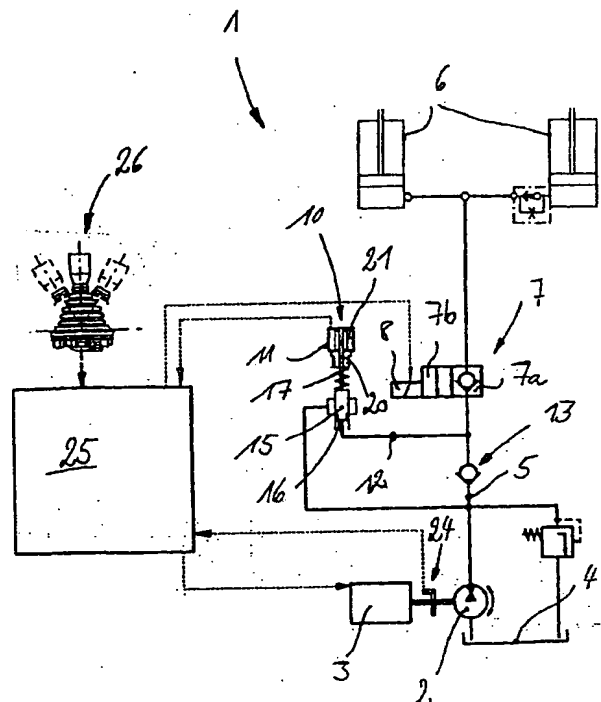
71 Anmelder:
Linde AG, 65189 Wiesbaden, DE

72 Erfinder:
Deining, Horst, Dipl.-Ing. (TU), 63755 Alzenau, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Hubeinrichtung für eine batterie-elektrisch betriebene Arbeitsmaschine

57 Die Erfindung betrifft eine hydraulische Hubeinrichtung (1) für eine batterie-elektrisch betriebene Arbeitsmaschine, insbesondere Flurförderzeug, wobei die Hubeinrichtung (1) ein vertikal bewegbares Lastaufnahmemittel aufweist, das mit zumindest einem hydraulischen Hubzylinder (6) in Wirkverbindung steht, wobei der Hubzylinder (6) mit einem im Hebenbetrieb als Pumpe und im Senkenbetrieb als Motor arbeitenden hydraulischen Aggregat (2) in Verbindung steht, das mit einer im Hebenbetrieb als Motor und im Senkenbetrieb als Generator arbeitenden elektrischen Maschine (3) in trieblicher Verbindung steht. Die Aufgabe, eine Hubeinrichtung zur Verfügung zu stellen, die bei einer Änderung der Bewegungssollgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels und hinsichtlich des Betriebs im Feinsteuerbereich bei geringen Bewegungsgeschwindigkeiten ein verbessertes Betriebsverhalten aufweist, wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass ein Mittel (10) zur Erfassung des Druckmittelstroms vorgesehen ist, wobei die Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels in Abhängigkeit von dem an dem Mittel (10) zur Erfassung des Druckmittelstroms erfassten Druckmittelstrom auf eine an einer Sollwertvorgabeeinrichtung (26) vorgegebene Bewegungssollgeschwindigkeit einstellbar ist. Das Mittel (10) zur Erfassung des Druckmittelstroms ist gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung als zumindest ein Förderstromsensor (11; 11a; 11b; 11c) ausgebildet.



[0001] Die Erfindung betrifft eine hydraulische Hubeinrichtung für eine batterie-elektrisch betriebene Arbeitsmaschine, insbesondere Flurförderzeug, wobei die Hubeinrichtung ein vertikal bewegbares Lastaufnahmemittel aufweist, das mit zumindest einem hydraulischen Hubzylinder in Wirkverbindung steht, wobei der Hubzylinder mit einem im Hebenbetrieb als Pumpe und im Senkenbetrieb als Motor arbeitenden hydraulischen Aggregat in Verbindung steht, das mit einer im Hebenbetrieb als Motor und im Senkenbetrieb als Generator arbeitenden elektrischen Maschine in trieblicher Verbindung steht.

[0002] Derartige Hubeinrichtungen werden in batterie-elektrisch betriebenen Arbeitsmaschinen, beispielsweise Flurförderzeugen, eingesetzt. Das Anheben des vertikal bewegbaren Lastaufnahmemittels erfolgt hierbei mittels zumindest eines Hubzylinders, der mit dem hydraulischen Aggregat verbunden ist, das im Hebenbetrieb als Pumpe arbeitet, Druckmittel zum Hubzylinder fördert und von der als Motor arbeitenden elektrischen Maschine angetrieben wird. Während des Absenkens wird der aus dem Hubzylinder strömende Druckmittelstrom durch das hydraulische Aggregat geleitet, das im Senkenbetrieb als Pumpe arbeitet und die als Generator arbeitende elektrische Maschine antreibt. Hierdurch kann die beim Absenken der Hubeinrichtung freiwerdende potentielle Energie der Last zurückgewonnen werden, indem die potentielle Energie von der als Generator arbeitenden elektrischen Maschine in elektrische Energie umgewandelt und in die Batterie eingespeist wird. Durch die Energierückgewinnung beim Senken ergibt sich eine längere Betriebsdauer einer Batterieladung, wodurch das Flurförderzeug mit einer Batterieladung eine höhere Umschlagleistung aufweist. Durch das Absenken der Last mittels der als Generator betriebenen elektrischen Maschine werden Drosselverluste an einer Ventilanordnung, beispielsweise einem Proportionalventil, im Senkenbetrieb vermieden. Dadurch wird im Senkbetrieb ein Erwärmung des Druckmittels vermieden, wodurch auf zusätzliche Kühleinrichtungen, beispielsweise einen Kühler mit einem Lüfter, im Hydraulikkreis verzichtet werden kann.

[0003] Aus der EP 0 630 853 B1 ist eine derartige Hubeinrichtung bekannt. Die Regelung der Senkgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels im Senkenbetrieb und der Hubgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels im Hebenbetrieb erfolgt mittels einer Drehzahlregelung der elektrischen Maschine. Hierbei wird aus dem Signal eines Sollwertgebers ein Drehzahlsollwert für die elektrische Maschine gebildet. Der Drehzahlsollwert wird mit einem mittels eines an der elektrischen Maschine angeordneten Drehzahlsensors gemessenen Drehzahlwert verglichen, wobei die aus dem Drehzahlwert und dem Drehzahlsollwert gebildete Regelabweichung auf einen Drehzahlregler der elektrischen Maschine gegeben wird.

[0004] Mit einer derartigen Hubeinrichtung kann ohne wesentliche Hydraulikverluste eine optimale Energierückgewinnung im Senkenbetrieb erzielt werden.

[0005] Beim Senken stützt sich hierbei jedoch die Last nach Öffnen eines zwischen dem Hubzylinder und dem hydraulischen Aggregat angeordneten Lasthalteventils ausschließlich auf dem hydraulischen Aggregat und der mit dieser gekoppelten elektrischen Maschine ab. Im Feinsteuerbereich bei geringen Senkgeschwindigkeiten kann es bei einer derartigen Drehzahlregelung der elektrischen Maschine zu einer ungenauen Einstellung der Senkgeschwindigkeit kommen, da die an der hydraulischen Maschine auftretende Leckage von dem Drehzahlsensor der elektrischen Maschine nicht erfasst wird und somit die Leckage der hy-

draulischen Maschine bei der Einstellung der Senkgeschwindigkeit nicht berücksichtigt wird.

[0006] Zudem können aufgrund der Massenkräfte des hydraulischen Aggregats mit der elektrischen Maschine zu Beginn des Senkenbetriebs und bei Änderungen der vorgegebenen Senkgeschwindigkeit sowie bei Änderungen der Hubgeschwindigkeit zeitliche Verzögerungen bei der Istwerterfassung der Senk- bzw. Hubgeschwindigkeit auftreten, die in dem Drehzahlregelkreis zu Verfälschungen des Meßergebnisses und zu Schwingungen führen können.

[0007] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Hubeinrichtung der eingangs genannten Gattung zur Verfügung zu stellen, die bei einer Änderung der Bewegungssollgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels und hinsichtlich des Betriebs im Feinsteuerbereich bei geringen Bewegungsgeschwindigkeiten ein verbessertes Betriebsverhalten aufweist.

[0008] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß ein Mittel zur Erfassung des Druckmittelstroms vorgesehen ist, wobei die Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels in Abhängigkeit von dem an dem Mittel zur Erfassung des Druckmittelstroms erfassten Druckmittelstrom auf eine an einer Sollwertvorgabeeinrichtung vorgegebene Bewegungssollgeschwindigkeit einstellbar ist.

[0009] Erfindungsgemäß wird die Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels mittels des vom Hubzylinder abströmenden und/oder des dem Hubzylinder zuströmenden Druckmittelstroms geregelt und somit anhand des Druckmittelstroms das Lastaufnahmemittel auf die vorgegebene Bewegungssollgeschwindigkeit geregelt. Mittels des Druckmittelstroms ist es möglich, die Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels direkt zu erfassen und mit einer an einer Sollwertvorgabeeinrichtung eingestellten Bewegungssollgeschwindigkeit zu vergleichen. Mit einer derartigen Regelung der Bewegungsgeschwindigkeit ergibt sich im Feinsteuerbereich der Hubeinrichtung bei geringen Senk- bzw. Hubgeschwindigkeiten, zu Beginn eines Senkvorgangs sowie bei Änderungen der vorgegebenen Senk- bzw. der Hubgeschwindigkeit ein verbessertes Betriebsverhalten, da durch die Ermittlung der Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels mittels des Druckmittelstroms die Leckage der Pumpe und die Massenkräfte des hydraulischen Aggregats sowie der elektrischen Maschine keinen Einfluß auf die Geschwindigkeitsregelung des Lastaufnahmemittels ausüben. Insgesamt ergibt sich somit ein stabiler Regelkreis, mit dem insbesondere im Senkenbetrieb im Feinsteuerbereich geringe Senkgeschwindigkeiten genau eingestellt werden können.

[0010] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist die Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels durch das Drehmoment der elektrischen Maschine einstellbar. Hierdurch ergibt sich ein geringer Bauaufwand, da eine elektrische Maschine auf einfache Weise im Drehmoment verstellt werden kann. Über die sich daraus ergebende Veränderung der Drehzahl des mit der elektrischen Maschine gekoppelten hydraulischen Aggregats kann der Druckmittelstrom und somit die Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels eingestellt werden. Das hydraulische Aggregat kann hierbei als Konstanteinheit oder als Verstelleinheit ausgeführt sein.

[0011] Gemäß einer Ausführungsform der Erfindung ist das Mittel zur Erfassung des Druckmittelstroms als zumindest ein Förderstromsensor ausgebildet ist. Mit einem Förderstromsensor kann auf einfache Weise ein Druckmittelstrom gemessen werden. Als Förderstromsensor kann beispielsweise ein Flügelradsensor verwendet werden.

[0012] Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist der Förderstromsensor einen

längsverschiebbaren, federbelasteten Meßkolben auf, der an einer Wirkfläche, insbesondere einer Stirnfläche, von dem Druckmittelstrom beaufschlagbar ist. Ein derartiger Förderstromsensor mit einem federbelasteten Meßkolben, der an einer Wirkfläche von dem zu messenden Druckmittelstrom beaufschlagt ist und somit in Längsrichtung ausgelenkt wird, ermöglicht auf einfache Weise bei geringen Herstellkosten in einer Strömungsrichtung die Messung eines Druckmittelstroms.

[0013] Eine vorteilhafte Weiterbildung sieht vor, daß der Meßkolben mit einer Feinsteuereinrichtung versehen ist. Mit einer beispielsweise als Feinsteuernut ausgebildeten Feinsteuereinrichtung ist es auf einfache Weise möglich, bei geringen Druckmittelströmen entsprechende axiale Auslenkungen des Meßkolbens zu erreichen, die eine exakte Messung des Druckmittelstroms ermöglichen.

[0014] Gemäß einer Ausgestaltungsform ist die Auslenkung des Meßkolbens mittels einer Sensoreinrichtung erfassbar. Die Auslenkung des Meßkolbens, die ein Maß für den der Wirkfläche zuströmenden Druckmittelstrom ist, kann somit auf einfache Weise ermittelt und erfaßt werden.

[0015] Die Sensoreinrichtung kann als Hallsensor oder als Induktivsensor ausgebildet sein.

[0016] Gemäß einer Ausführungsform ist ein Förderstromsensor vorgesehen, der im Senkenbetrieb den von dem Hubzylinder zum hydraulischen Aggregat strömenden Druckmittelstrom erfaßt. Mit einem im Senkenbetrieb den vom Hubzylinder abströmenden Druckmittelstrom erfassenden Förderstromsensor können im Senkenbetrieb geringe Senkgeschwindigkeiten genau eingestellt werden. Zudem ergibt sich ein verbessertes Betriebsverhalten bei Änderungen der Senkengeschwindigkeit.

[0017] Zweckmäßigerweise ist hierbei eine die Drehzahl der elektrischen Maschine erfassende Drehzahlmeßeinrichtung vorgesehen, wobei im Hebenbetrieb die Bewegungsgeschwindigkeit der Hubeinrichtung in Abhängigkeit von dem gemessenen Drehzahlwert der elektrischen Maschine auf den an der Sollwertvorgabeeinrichtung vorgegebenen Bewegungssollgeschwindigkeit einstellbar ist. Bei einer Ausführungsform, bei der im Senkenbetrieb die Senkgeschwindigkeit mittels eines den vom Hubzylinder abströmenden Druckmittelstrom erfassenden Förderstromsensor geregelt wird, kann somit auf einfache Weise im Hebenbetrieb die Geschwindigkeit des Lastaufnahmemittels geregelt werden.

[0018] Mit besonderem Vorteil ist der Förderstromsensor hierbei in einer Umgehungsleitung angeordnet, die an eine von dem hydraulischen Aggregat zum Hubzylinder geführte Druckmittelleitung angeschlossen ist, wobei in der Druckmittelleitung zwischen den Anschlüssen der Umgehungsleitung ein Sperrventil, insbesondere ein in Richtung zum Hubzylinder öffnendes Rückschlagventil, angeordnet ist. Mit einer Anordnung des Förderstromsensors in einer Umgehungsleitung kann auf einfache Weise im Senkenbetrieb der vom Hubzylinder zum hydraulischen Aggregat strömende Druckmittelstrom gemessen werden, wobei das Rückschlagventil einen direkten Druckmittelstrom vom Hubzylinder zum hydraulischen Aggregat in der Druckmittelleitung verhindert. Im Hebenbetrieb strömt der von dem hydraulischen Aggregat gelieferte Druckmittelstrom vollständig über das in der Druckmittelleitung angeordnete Rückschlagventil, so daß der Förderstromsensor nicht durchströmt ist.

[0019] Gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung ist ein Förderstromsensor vorgesehen, der im Hebenbetrieb den von dem hydraulischen Aggregat zum Hubzylinder strömenden Druckmittelstrom erfaßt, und ein weiterer Förderstromsensor vorgesehen, der im Senkenbetrieb den vom Hubzylinder zum hydraulischen Aggregat strömenden

Druckmittelstrom erfaßt. Im Hebenbetrieb erfolgt die Regelung der Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels somit in Abhängigkeit von dem mittels eines Förderstromsensors gemessenen, dem Hubzylinder zuströmenden

Druckmittelstroms. Für die Regelung der Bewegungsgeschwindigkeit im Senkenbetrieb ist ein weiterer Förderstromsensor vorgesehen. Für die Regelung der Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels im Hebenbetrieb und im Senkenbetrieb ist somit jeweils ein Förderstromsensor vorhanden. Hierdurch kann auf eine Drehzahlmeßeinrichtung an der elektrischen Maschine verzichtet werden. Zudem ergibt sich hierbei ein verbessertes Betriebsverhalten im Hebenbetrieb, insbesondere bei Änderungen der Hubgeschwindigkeit, da die Massenkräfte der elektrischen Maschine sowie des hydraulischen Aggregats keinen Einfluß auf die Messung der Hubgeschwindigkeit ausüben.

[0020] Gemäß einer Ausgestaltungsform weist die Druckmittelleitung hierbei einen Hebezweig und einen Senkzweig auf, wobei im Hebezweig der Förderstromsensor und im Senkzweig der weitere Förderstromsensor angeordnet ist. Hierdurch kann auf einfache Weise ein Förderstromsensor für den Hebenbetrieb, der den von dem hydraulischen Aggregat zum Hubzylinder strömenden Druckmittelstrom erfaßt, und ein Förderstromsensor für den Senkenbetrieb, der den vom Hubzylinder zum hydraulischen Aggregat strömenden Druckmittelstrom erfaßt, in der Druckmittelleitung angeordnet werden.

[0021] Eine weitere Ausführungsform der Erfindung sieht vor, daß ein Förderstromsensor vorgesehen ist, der im Hebenbetrieb den von dem hydraulischen Aggregat zum Hubzylinder strömenden Druckmittelstrom und im Senkenbetrieb den von dem Hubzylinder zum hydraulischen Aggregat strömenden Druckmittelstrom erfaßt. Für die Geschwindigkeitsregelung im Hebenbetrieb und im Senkenbetrieb ist somit lediglich ein Förderstromsensor erforderlich, wodurch die Hubeinrichtung einen einfachen Aufbau mit geringen Herstellkosten aufweist.

[0022] Mit besonderem Vorteil ist der Förderstromsensor hierbei in der Druckmittelleitung angeordnet, wobei mittels eines Umschaltventils die Wirkfläche des Meßkolbens des Förderstromsensors im Hebenbetrieb an das hydraulische Aggregat und im Senkenbetrieb an den Hubzylinder anschließbar ist. Mittels des Umschaltventils kann somit der Förderstromsensor im Hebenbetrieb und im Senkenbetrieb zur Ermittlung des Druckmittelstroms verwendet werden.

[0023] Zweckmäßigerweise ist das Umschaltventil als Zweistellungsventil ausgebildet.

[0024] Gemäß einer bevorzugten Ausgestaltungsform ist das Umschaltventil elektrisch ansteuerbar. Dadurch kann das Umschaltventil auf einfache Weise bei einer entsprechenden Betätigung der Sollwertvorgabeeinrichtung zwischen einer Stellung für den Hebenbetrieb oder einer Stellung für den Senkenbetrieb umgeschaltet werden.

[0025] Eine weitere Ausgestaltungsform der Erfindung sieht vor, daß das Umschaltventil von dem vom hydraulischen Aggregat gelieferten Förderdruck in Richtung einer Schaltstellung für den Hebenbetrieb und von dem Lastdruck der Hubeinrichtung in Richtung einer Schaltstellung für den Senkenbetrieb beaufschlagt ist. Der stromauf und stromab des Förderstromsensors im Hebenbetrieb sowie im Senkenbetrieb auftretende Druckunterschied in der Druckmittelleitung kann somit zur Steuerung des Umschaltventils verwendet werden, wodurch sich eine einfache und sichere Ansteuerung des Umschaltventils ergibt.

[0026] Besondere Vorteile ergeben sich, wenn eine elektronische Steuereinrichtung vorgesehen ist, die eingangsseitig mit der Sollwertvorgabeeinrichtung und dem Mittel zur Erfassung des Druckmittelstroms in Wirkverbindung steht

und ausgangsseitig mit der elektrischen Maschine in Verbindung steht. Mit einer elektronischen Steuereinrichtung kann auf einfache Weise aus dem Druckmittelstrom die Bewegungsgeschwindigkeit ermittelt werden, mit der vorgegebenen Bewegungssollgeschwindigkeit verglichen werden und anhand der Regelabweichung die elektrische Maschine angesteuert werden.

[0027] Sofern bei einer Ausführungsform mit einem Förderstromsensor, der im Senkenbetrieb die vom Hubzylinder abströmenden Druckmittelstrom erfasst, eine Drehzahlmeßeinrichtung an der elektrischen Maschine vorgesehen ist, erweist es sich als zweckmäßig, wenn die Drehzahlmeßeinrichtung eingangsseitig mit der elektronischen Steuereinrichtung in Verbindung steht. Der von der Drehzahlmeßeinrichtung gelieferte Drehzahlwert für die Regelung der Bewegungsgeschwindigkeit im Hebenbetrieb kann somit auf einfache Weise der elektronischen Steuereinrichtung zur Verfügung gestellt werden.

[0028] Zweckmäßigerweise steht die elektronische Steuereinrichtung ausgangsseitig mit dem Umschaltventil in Wirkverbindung. Ein elektrisch ansteuerbares Umschaltventil kann somit auf einfache Weise in die entsprechende Schaltstellung für den Hebenbetrieb bzw. den Senkenbetrieb umgeschaltet werden.

[0029] Eine vorteilhafte Weiterbildung sieht vor, daß in der Druckmittelleitung ein Lasthalteventil angeordnet ist, das im Hebenbetrieb eine Rückschlagfunktion aufweist und im Senkenbetrieb in eine Öffnungsstellung beaufschlagbar ist. Das Lasthalteventil verhindert somit im geschlossenen Zustand durch die Rückschlagfunktion ein Absinken der Last. In der Öffnungsstellung arbeitet das Lasthalteventil nahezu ohne Drosselverluste, so daß im Senkenbetrieb eine optimale Energierückgewinnung bei minimalen Drosselverlusten ermöglicht wird.

[0030] Zweckmäßigerweise ist das Lasthalteventil elektrisch aufsteuerbar. Dadurch kann das Lasthalteventil auf einfache Weise im Senkenbetrieb durch eine entsprechende Auslenkung der Sollwertvorgabeeinrichtung in die Öffnungsstellung beaufschlagt werden.

[0031] Mit besonderem Vorteil steht hierbei die elektronische Steuereinrichtung ausgangsseitig mit dem Lasthalteventil in Wirkverbindung.

[0032] Die elektrische Maschine kann als Gleichstrommaschine ausgebildet sein. Besondere Vorteile ergeben sich, wenn die elektrische Maschine als Asynchronmaschine ausgebildet ist. Mit einer Asynchronmaschine ergibt sich im Senkenbetrieb eine automatische Rückspeisung von elektrischer Energie in die Batterie, wodurch sich ein geringer Bauaufwand für die Hubeinrichtung ergibt.

[0033] Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung werden anhand der in den schematische Figuren dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Dabei zeigt

[0034] Fig. 1 eine erste Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Hubeinrichtung,

[0035] Fig. 2 eine zweite Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Hubeinrichtung,

[0036] Fig. 3 eine dritte Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Hubeinrichtung,

[0037] Fig. 4 eine Weiterbildung gemäß der Fig. 3 und

[0038] Fig. 5 einen Förderstromsensor in einer konstruktiven Ausgestaltung.

[0039] In der Fig. 1 ist eine erste Ausführungsform einer hydraulischen Hubeinrichtung 1 für ein nicht mehr dargestelltes Flurförderzeug, beispielsweise einen Gabelstapler, gezeigt. Die Hubeinrichtung 1 weist ein hydraulisches Aggregat 2 auf, beispielsweise eine als Pumpe und Motor betreibbare Schrägachsen- oder Schrägscheibenmaschine, das mit einer elektrischen Maschine 3, beispielsweise einem

Asynchronmotor, in trieblicher Verbindung steht. Die elektrische Maschine 3 steht zur Versorgung mit elektrischer Energie mit einer nicht mehr dargestellten Batterie in Wirkverbindung.

5 [0040] Das hydraulische Aggregat 2 steht mit einem Behälter 4 und einer Druckmittelleitung 5 in Verbindung, die zu Hubzylindern 6 geführt ist. Die Hubzylinder 6 dienen hierbei zur vertikalen Bewegung eines nicht mehr gezeigten an einem Hubmast vertikal bewegbaren Lastaufnahmemittels.

10 [0041] In der Druckmittelleitung 5 ist ein Lasthalteventil 7 angeordnet. Das Lasthalteventil 7 ist als Zweistellungsventil ausgebildet. Eine erste Schaltstellung 7a des Lasthalteventils 7 ist als Rückschlagfunktion mit einem in Richtung zum hydraulischen Aggregat 2 sperrenden Rückschlagventil ausgebildet, wodurch in der Schaltstellung 7a ein Druckmittelstrom von dem Hubzylinder 6 zu dem Aggregat 2 verhindert wird. In einer als Öffnungsstellung ausgebildeten zweiten Schaltstellung 7b ermöglicht das Lasthalteventil 7 eine Verbindung des Hubzylinders 6 mit dem Aggregat 2. Das Lasthalteventil 7 ist hierbei elektrisch betätigbar, beispielsweise mittels eines Schaltmagneten 8.

15 [0042] Zur Absicherung der Hubeinrichtung 1 ist eine als Druckbegrenzungsventil ausgebildete, mit der Druckmittelleitung 5 in Verbindung stehende Sicherungseinrichtung 9 vorgesehen, die auf den maximal zulässigen Arbeitsdruck eingestellt ist.

20 [0043] Erfindungsgemäß ist ein Mittel 10 zur Erfassung des Druckmittelstroms vorgesehen. Das Mittel 10 zur Erfassung des Druckmittelstroms ist hierbei als Förderstromsensor 11 ausgebildet, der im Senkenbetrieb den vom Hubzylinder 6 zum hydraulischen Aggregat 2 strömenden Druckmittelstrom erfasst. Der Förderstromsensor 11 ist hierbei in einer Umgehungsleitung 12 angeordnet, die mit der Druckmittelleitung 5 in Verbindung steht. Zwischen den Anschlüssen der Umgehungsleitung 12 an die Druckmittelleitung 5 ist in der Druckmittelleitung 5 ein Sperrventil 13 angeordnet, das als in Richtung zum Hubzylinder 6 öffnendes Rückschlagventil ausgebildet ist.

25 [0044] In der Fig. 5 ist der Aufbau des Förderstromsensors 11 gezeigt. Der Förderstromsensor 10 weist einen in einer Gehäusebohrung 14 längsverschiebbaren Meßkolben 15 auf, der im Bereich einer von einer Stirnfläche gebildeten Wirkfläche 16 mit einer Feinsteuernut versehen sein kann. Die Umgehungsleitung 12 ist hierbei an die Gehäusebohrung 14 im Bereich der Wirkfläche 16 des Meßkolbens 15 und eines davon axial beabstandeten Bereichs angeschlossen. In Richtung der gezeigten Stellung, in der die Umgehungsleitung 12 von dem Meßkolben 15 abgesperrt ist, ist der Meßkolben 15 von einer geringe Kraft erzeugende Feder 17 beaufschlagt, die in einem Steuerdruckraum 18 angeordnet ist. In Richtung einer Meßstellung, in der der Meßkolben 15 durch eine axiale Auslenkung die Umgehungsleitung 12 freigibt, ist der Meßkolben 15 durch den der Wirkfläche 16 in der Umgehungsleitung 12 zuströmenden Druckmittelstrom beaufschlagbar. Am Meßkolben 15 ist weiterhin eine Verbindungsbohrung 19 angeordnet, die eine Verbindung des Steuerdruckraums 18 mit der Umgehungsleitung 12 stromab der Wirkfläche 16 ermöglicht. Am Meßkolben 15 ist ein bolzenförmiges Bauteil 20 befestigt, das mit einer Sensoreinrichtung 21, beispielsweise einem Hallsensor oder einem Induktivsensor in Wirkverbindung steht, der mit einer elektronischen Steuereinrichtung 25 eingangsseitig verbunden ist. Bei einem durch die Pfeile 22 dargestellten Druckmittelstrom in der Umgehungsleitung 12 wird somit der Meßkolben 15 entgegen der Kraft der Feder 17 in axialer Richtung ausgelenkt und gibt eine Verbindung in der Umgehungsleitung 12 frei, wobei die axiale Auslenkung des Meß-

kolbens 15 ein Maß für den Druckmittelstrom ist. Die axiale Auslenkung des Meßkolbens 15 wird mittels des bolzenförmigen Bauteils 20 auf die Sensoreinrichtung 21 übertragen und somit ein dem Druckmittelstrom entsprechendes Sensorsignal erzeugt, das an die elektronische Steuereinrichtung 25 geliefert wird.

[0045] Wie aus der Fig. 1 zu entnehmen ist, ist an der elektrischen Maschine 3 eine Drehzahlmeßeinrichtung 24, beispielsweise ein Drehzahlsensor angeordnet.

[0046] Der Förderstromsensor 11 steht eingangsseitig mit der elektronischen Steuereinrichtung 25 in Wirkverbindung, die eingangsseitig mit einer Sollwertvorgabeeinrichtung 26, beispielsweise einem Joystick, und der Drehzahlmeßeinrichtung 24 in Verbindung steht. Ausgangsseitig steht die elektronische Steuereinrichtung 25 mit dem Schaltmagneten 8 zur Betätigung des Lasthalteventils 7 und der elektrischen Maschine 3 in Verbindung.

[0047] Im Hebenbetrieb wird durch eine entsprechende Auslenkung der Sollwertvorgabeeinrichtung 26 eine Bewegungssollgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels vorgegeben. Die elektronische Steuereinrichtung 25 bildet aus der Bewegungssollgeschwindigkeit und der an der Drehzahlmeßeinrichtung 24 gemessenen Bewegungsisgeschwindigkeit eine Regelabweichung, in deren Abhängigkeit die elektrische Maschine 3, die im Hebenbetrieb als Motor arbeitet, derart angesteuert wird, daß die im Hebenbetrieb als Pumpe arbeitende hydraulische Aggregat 2 mit einer derartigen Drehzahl und einem derartigen Drehmoment betrieben wird, daß die erforderliche Druckmittelmenge zur Erzielung der vorgegebenen Bewegungssollgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels gefördert wird. Im Hebenbetrieb befindet sich das Lasthalteventil in der Schaltstellung 7a, wobei Druckmittel über das geöffnete Rückschlagventil des Lasthalteventils 7 und das geöffnete Sperrventil 13 von dem als Pumpe arbeitenden hydraulischen Aggregat zum Hubzylinder 6 strömt.

[0048] Im Senkenbetrieb wird durch eine entsprechende Auslenkung der Sollwertvorgabeeinrichtung 13 eine Bewegungssollgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels vorgegeben. Das Lasthalteventil 7 wird hierbei mittels der elektronischen Steuereinrichtung 25 durch eine entsprechende Ansteuerung des Schaltmagneten 8 in die die Öffnungsstellung bildende Schaltstellung 7b aufgestellt. Druckmittel strömt somit vom Hubzylinder 6 über die Druckmittelleitung 5, die Umgegangsleitung 12 und den Förderstromsensor 11 zum hydraulischen Aggregat 2, das als Pumpe arbeitet, und die als Generator arbeitende elektrische Maschine 3 antreibt. Die elektronische Steuereinrichtung 25 bildet aus der Bewegungssollgeschwindigkeit und des mittels des Förderstromsensors 11 gemessenen Druckmittelstroms eine Regelabweichung, in deren Abhängigkeit die elektrische Maschine 3 derart angesteuert wird, daß das als Motor arbeitende hydraulische Aggregat 2 mit einer derartigen Drehzahl betrieben wird, daß die eingestellte Bewegungssollgeschwindigkeit erzielt wird. Die als Generator arbeitende elektrische Maschine 3 erzeugt hierbei ein Bremsmoment zur Lasthaltung der Last und speist elektrische Energie in die Batterie zurück.

[0049] Durch die direkte Erfassung des im Senkenbetrieb vom Hubzylinder 6 abströmenden Druckmittelstroms mittels des Förderstromsensors 11 kann hierbei die Senkgeschwindigkeit im Feinsteuerbereich auf geringe Bewegungsgeschwindigkeiten genau eingestellt werden. Die Massenkräfte des hydraulischen Aggregats sowie der elektrischen Maschine haben hierbei keinen Einfluß auf die Erfassung des Druckmittelstroms mittels des Förderstromsensors 10, wodurch Änderungen der Senkgeschwindigkeit genau ausgeglichen werden können.

[0050] In der Fig. 2 ist eine zweite Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Hubeinrichtung 1 gezeigt. Das Mittel 10 zur Erfassung des Druckmittelstroms umfasst hierbei zwei Förderstromsensoren 11a, 11b, die in jeweils einer Zweigleitung 5a, 5b angeordnet sind. Die Zweigleitungen 5a, 5b zweigen hierbei von der Druckmittelleitung 5 ab. Die Zweigleitung 5a bildet hierbei einen Hebenzweig, wobei der Förderstromsensor 11a als ein im Hebenbetrieb den dem Hubzylinder 6 zuströmenden Druckmittelstrom erfassender Förderstromsensor ausgebildet ist. Entsprechend bildet die Zweigleitung 5b einen Senkenzweig, wobei der Förderstromsensor 11b den im Senkenbetrieb vom Hubzylinder 6 zum hydraulischen Aggregat 2 strömenden Druckmittelstrom erfasst. Die Förderstromsensoren 5a, 5b weisen einen Aufbau gemäß der Fig. 5 auf.

[0051] Im Hebenbetrieb strömt Druckmittel von dem als Pumpe arbeitenden hydraulischen Aggregat 2 in die Druckmittelleitung 5, die Zweigleitung 5a und über das geöffnete Rückschlagventil des in der Schaltstellung 7a befindlichen Lasthalteventils 7 zum Hubzylinder 6. Mittels des Förderstromsensors 11a wird hierbei der dem Hubzylinder 6 zuströmende Druckmittelstrom gemessen. Der Förderstromsensor 11b ist im Hebenbetrieb nicht aktiv.

[0052] Im Senkenbetrieb strömt Druckmittel vom Hubzylinder 6 über das in die Schaltstellung 7b ausgelenkte Lasthalteventil 7 und die Zweigleitung 5b sowie die Druckmittelleitung 5 zu dem als Motor arbeitenden hydraulischen Aggregat 2. Mittels des Förderstromsensors 11b wird hierbei der vom Hubzylinder 6 zurückströmende Druckmittelstrom erfasst. Der Förderstromsensor 11a ist im Senkenbetrieb nicht aktiv.

[0053] In der elektronischen Steuereinrichtung 25 wird hierbei sowohl im Hebenbetrieb als auch im Senkenbetrieb aus der an der Sollwertvorgabeeinrichtung 26 vorgegebene Bewegungssollgeschwindigkeit und dem an dem Förderstromsensor 11a bzw. 11b gemessenen Druckmittelstrom eine Regelabweichung gebildet, wobei in Abhängigkeit von der Regelabweichung die elektrische Maschine 2 derart angesteuert wird, daß im Hebenbetrieb und im Senkenbetrieb das Lastaufnahmemittel mit der vorgegebenen Bewegungssollgeschwindigkeit betrieben wird. Die als Generator arbeitende elektrische Maschine 3 erzeugt hierbei im Senkenbetrieb ein Bremsmoment zur Lasthaltung der Last und speist elektrische Energie in die Batterie zurück. Gegenüber der Hubeinrichtung gemäß der Fig. 1 kann hierbei auf die Drehzahlmeßeinrichtung 24 für den Hebenbetrieb verzichtet werden. Durch den Förderstromsensor 11a kann hierbei im Hebenbetrieb im Feinsteuerbereich sowie bei Änderungen der vorgegebenen Hubgeschwindigkeit die Hubgeschwindigkeit genau geregelt werden.

[0054] In den Fig. 3 und 4 ist eine dritte Ausführungsform einer Hubeinrichtung 1 gezeigt. In der Druckmittelleitung 5 ist hierbei ein Förderstromsensor 11c angeordnet, der im Hebenbetrieb den von dem hydraulischen Aggregat 2 zum Hubzylinder 6 strömenden Druckmittelstrom und im Senkenbetrieb den von dem Hubzylinder 6 zum hydraulischen Aggregat 2 strömenden Druckmittelstrom erfasst. Der Förderstromsensor 11c weist hierbei einen Aufbau gemäß der Fig. 5 auf.

[0055] In der Druckmittelleitung 5 ist ein Umschaltventil 30 angeordnet, das als Zweistellungsventil ausgebildet ist. In einer ersten Schaltstellung 30a für den Hebenbetrieb verbindet das Umschaltventil 30 die Wirkfläche 16 des Förderstromsensors 11c mit dem hydraulischen Aggregat 2, wodurch in dieser Schaltstellung 30a im Hebenbetrieb der Förderstromsensor 11c den dem Hubzylinder 6 zuströmenden Druckmittelstrom erfäßt. In einer zweiten Schaltstellung 30b für den Senkenbetrieb ist die Wirkfläche 16 des Förder-

stromsensoren 11c mit dem Hubzylinder 6 verbunden, wodurch in der Schaftstellung 30b im Senkenbetrieb mittels des Förderstromsensoren 11c der vom Hubzylinder 6 abströmende Druckmittelstrom erfaßt werden kann.

[0056] Das Umschaltventil 30 gemäß der Fig. 3 ist elektrisch ansteuerbar, wobei beispielsweise ein das Schaltventil beaufschlagender Schaltmagnet 31 ausgangsseitig mit der elektronischen Steuereinrichtung 25 in Verbindung steht.

[0057] Das Umschaltventil 30 gemäß der Fig. 4 ist hydraulisch ansteuerbar. Das Umschaltventil 30 ist hierbei von dem vom hydraulischen Aggregat 2 im Hebenbetrieb gelieferten Förderdruck in Richtung der ersten Schaltstellung 30a für den Hebenbetrieb und von dem im Senkenbetrieb anstehenden Lastdruck der Hubeinrichtung in Richtung der zweiten Schaltstellung 30b für den Senkenbetrieb beaufschlagt. Hierzu ist eine in Richtung der ersten Schaltstellung 30a wirkende Steuerdruckfläche des Umschaltventils 30 mittels einer Steuerdruckleitung 32 mit dem mit dem hydraulischen Aggregat 2 in Verbindung stehenden Abschnitt der Druckmittelleitung 5 verbunden. Eine in Richtung der zweiten Schaltstellung 30b wirkende Steuerdruckfläche des Umschaltventils 30 steht mittels einer Steuerdruckleitung 33 mit dem mit dem Hubzylinder 6 in Verbindung stehenden Abschnitt der Druckmittelleitung 5 in Verbindung. Das Umschaltventil 30 gemäß der Fig. 4 wird somit von den an dem Förderstromsensor 11c auftretenden Druckunterschieden im Heben- bzw. Senkenbetrieb gesteuert.

[0058] Die Wirkungsweise der Hubeinrichtung gemäß den Fig. 3 und 4 entspricht der Wirkungsweise der Hubeinrichtung gemäß der Fig. 2, wobei jedoch lediglich ein Förderstromsensor 11c erforderlich ist, der mittels des Umschaltventils 30 sowohl im Hebenbetrieb als auch im Senkenbetrieb die Messung des entsprechenden Druckmittelstroms ermöglicht.

[0059] Bei den Hubeinrichtungen gemäß den Fig. 2 bis 4 kann durch die direkte Erfassung der durch die direkte Erfassung des vom Hubzylinder abströmenden Druckmittelstroms im Senkenbetrieb die Senkgeschwindigkeit insbesondere im Feinsteuerbereich auf geringe Werte genau eingestellt werden. Desweiteren kann durch die direkte Erfassung des dem Hubzylinder zuströmenden Druckmittelstroms im Hebenbetrieb die Hubgeschwindigkeit über den gesamten Arbeitsbereich genau eingestellt werden. Zudem ergibt sich bei Änderungen der an der Sollwertvorgabeeinrichtung vorgegebenen Hubgeschwindigkeit im Hebenbetrieb und der Senkgeschwindigkeit im Senkbetrieb eine exakte Einstellung der Hub- bzw. der Senkgeschwindigkeit, da die Massenkraft des hydraulischen Aggregats sowie der elektrischen Maschine keinen Einfluß auf die Geschwindigkeitsregelung der Hubeinrichtung haben.

Patentansprüche

1. Hydraulische Hubeinrichtung für eine batterie-elektrisch betriebene Arbeitsmaschine, insbesondere Flurförderzeug, wobei die Hubeinrichtung ein vertikal bewegbares Lastaufnahmemittel aufweist, das mit zumindest einem hydraulischen Hubzylinder in Wirkverbindung steht, wobei der Hubzylinder mit einem im Hebenbetrieb als Pumpe und im Senkenbetrieb als Motor arbeitenden hydraulischen Aggregat in Verbindung steht, das mit einer im Hebenbetrieb als Motor und im Senkenbetrieb als Generator arbeitenden elektrischen Maschine in trieblicher Verbindung steht, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein Mittel (10) zur Erfassung des Druckmittelstroms vorgesehen ist, wobei die Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels in Abhängigkeit von dem an dem Mittel (10) zur Erfassung

des Druckmittelstroms erfassten Druckmittelstrom auf eine an einer Sollwertvorgabeeinrichtung (26) vorgegebene Bewegungssollgeschwindigkeit einstellbar ist.

2. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels durch das Drehmoment der elektrischen Maschine einstellbar ist.

3. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Mittel (10) zur Erfassung des Druckmittelstroms als zumindest ein Förderstromsensor (11; 11a, 11b; 11c) ausgebildet ist.

4. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Förderstromsensor (11; 11a, 11b; 11c) einen längsverschiebbaren, federbelasteten Meßkolben (15) aufweist, der an einer Wirkfläche (16), insbesondere einer Stirnfläche, von dem Druckmittelstrom beaufschlagbar ist.

5. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Meßkolben (15) mit einer Feinsteuereinrichtung, insbesondere einer Feinsteuermutter, versehen ist.

6. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Auslenkung des Meßkolbens (15) mittels einer Sensoreinrichtung (21) erfassbar ist.

7. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Sensoreinrichtung (21) als Hallsensor ausgebildet ist.

8. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Sensoreinrichtung (21) als Induktivsensor ausgebildet ist.

9. Hydraulische Hubeinrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß ein Förderstromsensor (11) vorgesehen ist, der im Senkenbetrieb den von dem Hubzylinder (6) zum hydraulischen Aggregat (2) strömenden Druckmittelstrom erfaßt.

10. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß eine den Drehzahlwert der elektrischen Maschine (3) erfassende Drehzahlmeßeinrichtung (24) vorgesehen ist, wobei im Hebenbetrieb die Bewegungsgeschwindigkeit des Lastaufnahmemittels in Abhängigkeit von dem gemessenen Drehzahlwert der elektrischen Maschine (3) auf den an der Sollwertvorgabeeinrichtung (26) vorgegebenen Bewegungssollgeschwindigkeit einstellbar ist.

11. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Förderstromsensor (11) in einer Umgehungsleitung (12) angeordnet ist, die an eine von dem hydraulischen Aggregat (2) zum Hubzylinder (6) geführte Druckmittelleitung (5) angeschlossen ist, wobei in der Druckmittelleitung (5) zwischen den Anschlüssen der Umgehungsleitung (12) ein Sperrventil (13), insbesondere ein in Richtung zum Hubzylinder (6) öffnendes Rückschlagventil, angeordnet ist.

12. Hydraulische Hubeinrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß ein Förderstromsensor (11a) vorgesehen ist, der im Hebenbetrieb den von dem hydraulischen Aggregat (2) zum Hubzylinder (6) strömenden Druckmittelstrom erfaßt, und ein weiterer Förderstromsensor (11b) vorgesehen ist, der im Senkenbetrieb den von dem Hubzylinder (6) zum hydraulischen Aggregat (2) strömenden Druckmittelstrom erfaßt.

13. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckmittelleitung (5) einen Hebezweig (5a) und einen Senkzweig (5b) aufweist, wobei im Hebezweig (5a) der Förderstrom-

sensor (11a) und im Senkzweig (5b) der weitere Förderstromsensor (11b) angeordnet ist.

14. Hydraulische Hubeinrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß ein Förderstromsensor (11c) vorgesehen ist, der im Hebenbetrieb den von dem hydraulischen Aggregat (2) zum Hubzylinder (6) strömenden Druckmittelstrom und im Senkenbetrieb den von dem Hubzylinder (6) zum hydraulischen Aggregat (2) strömenden Druckmittelstrom erfasst.

15. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß der Förderstromsensor (11c) in der Druckmittelleitung (5) angeordnet ist, wobei mittels eines Umschaltventils (30) die Wirkfläche (16) des Meßkolbens (15) des Förderstromsensors (11c) im Hebenbetrieb an das hydraulische Aggregat (2) und im Senkenbetrieb an den Hubzylinder (6) anschließbar ist.

16. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschaltventil (30) als Zweistellungsventil ausgebildet ist.

17. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 15 oder 16, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschaltventil (30) elektrisch ansteuerbar ist.

18. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 15 oder 16, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschaltventil (30) von dem vom hydraulischen Aggregat (2) gelieferten Förderdruck in Richtung einer Schaltstellung (30a) für den Hebenbetrieb und von dem Lastdruck der Hubeinrichtung in Richtung einer Schaltstellung (30b) für den Senkenbetrieb beaufschlagt ist.

19. Hydraulische Hubeinrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß eine elektronische Steuereinrichtung (25) vorgesehen ist, die eingangsseitig mit der Sollwertvorgabeeinrichtung (26) und dem Mittel (10) zur Erfassung des Druckmittelstroms in Wirkverbindung steht und ausgangsseitig mit der elektrischen Maschine (3) in Verbindung steht.

20. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 10 und 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehzahlmeßeinrichtung (24) der elektrischen Maschine (3) eingangsseitig mit der elektronischen Steuereinrichtung (25) in Verbindung steht.

21. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 17 und 19, dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Steuereinrichtung (25) ausgangsseitig mit dem Umschaltventil (30) in Wirkverbindung steht.

22. Hydraulische Hubeinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß in der Druckmittelleitung (5) ein Lasthalteventil (7) vorgesehen ist, das im Hebenbetrieb eine Rückschlagfunktion aufweist und im Senkenbetrieb in eine Öffnungsstellung beaufschlagbar ist.

23. Hydraulische Hubeinrichtung nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß das Lasthalteventil (7) elektrisch aufsteuerbar ist.

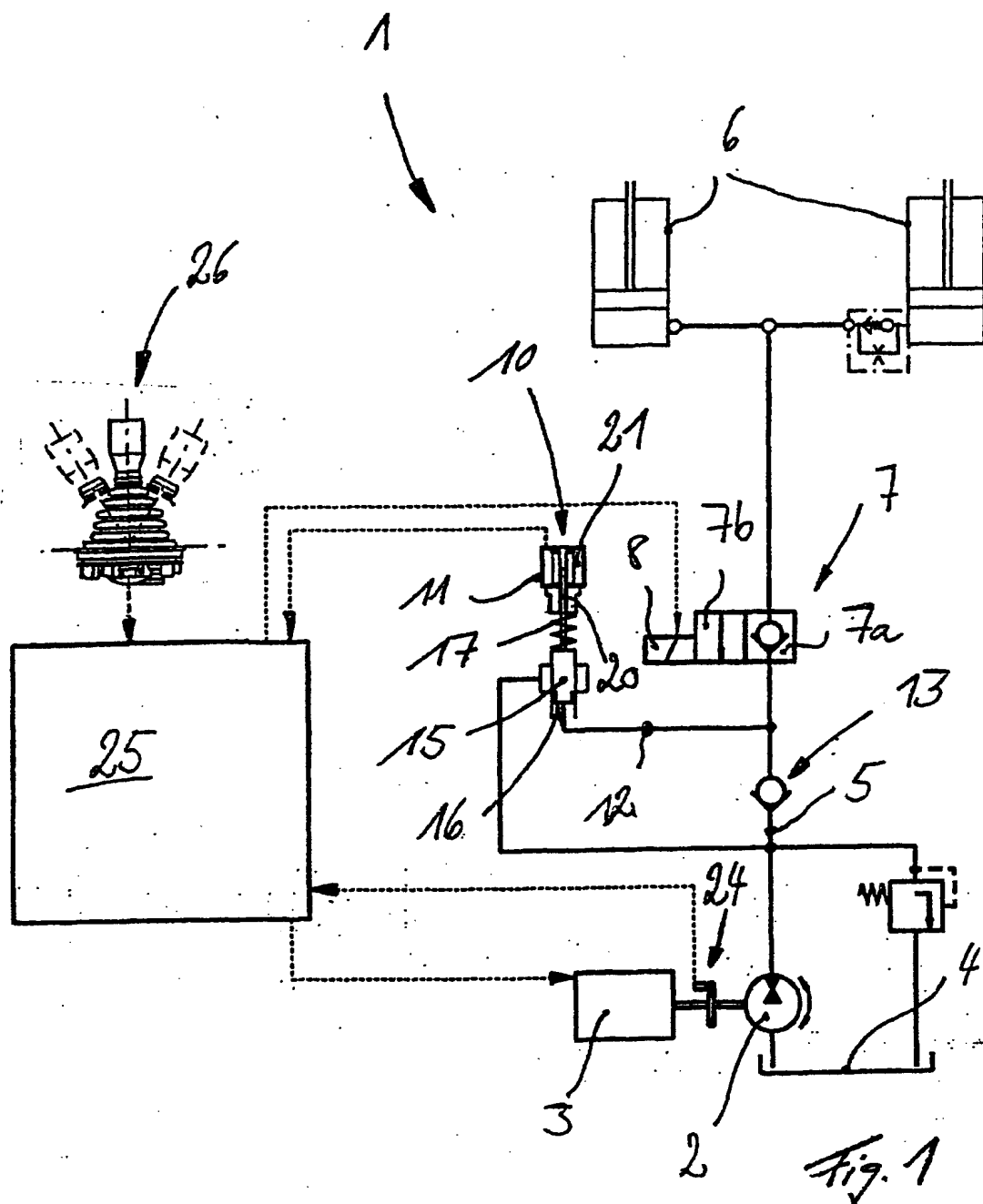
24. Hydraulische Hubeinrichtung nach einem der Ansprüche 19 bis 21 und Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, daß das Lasthalteventil (7) ausgangsseitig mit der elektronischen Steuereinrichtung (25) in Wirkverbindung steht.

25. Hydraulische Hubeinrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die elektrische Maschine (3) als Gleichstrommaschine ausgebildet ist.

26. Hydraulische Hubeinrichtung nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet,

daß die elektrische Maschine (3) als Asynchronmaschine ausgebildet ist.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen



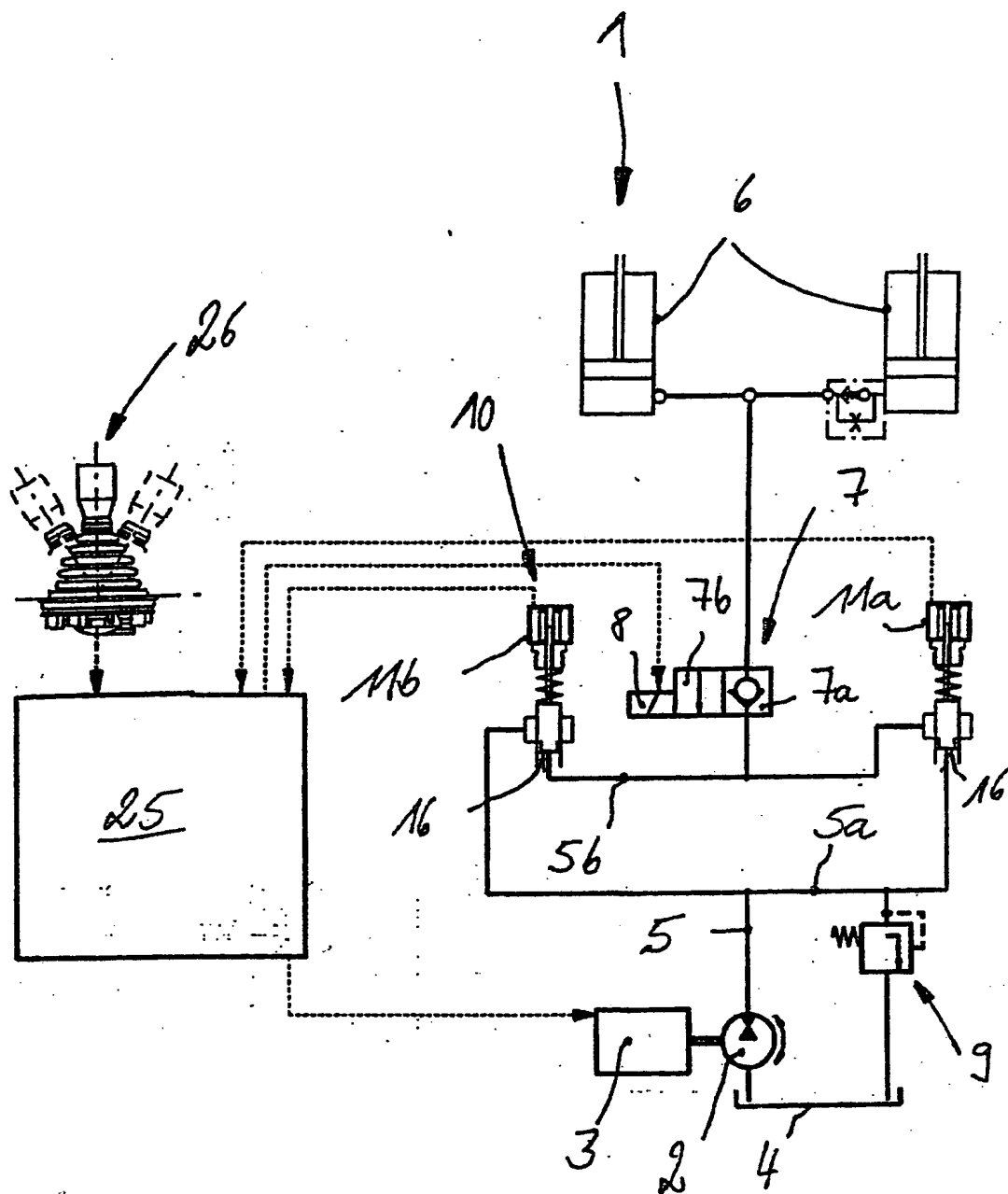
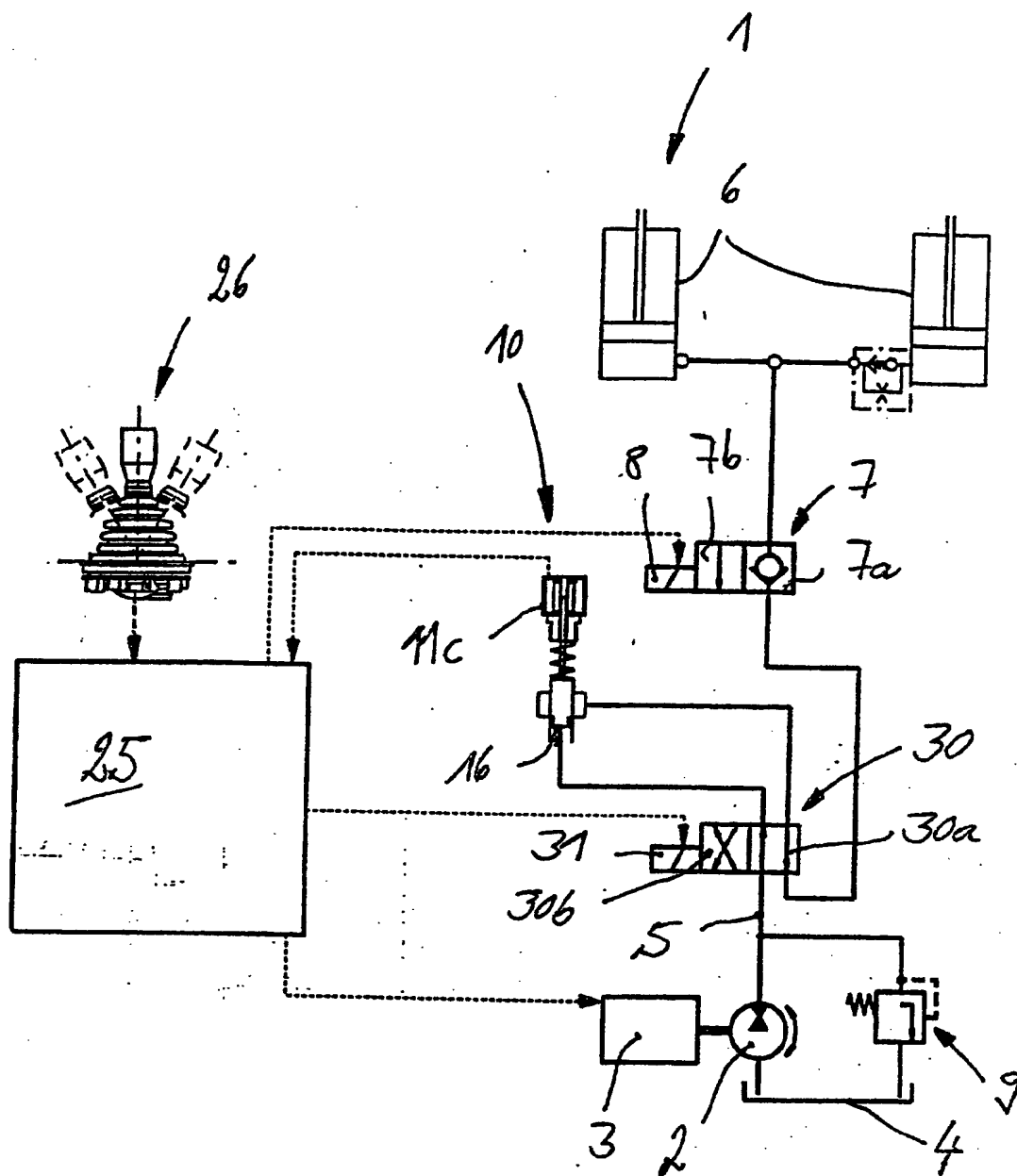


Fig. 2



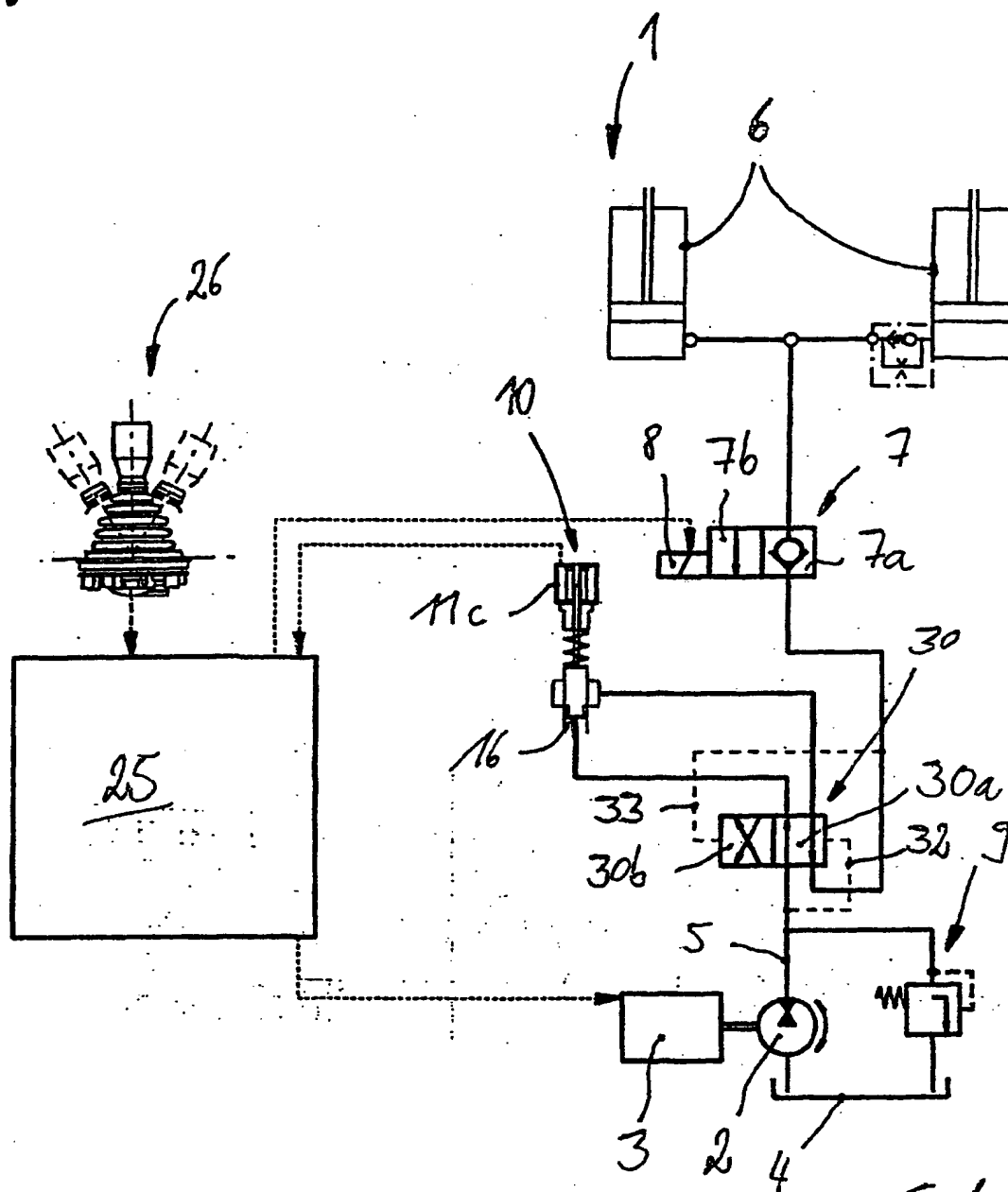


Fig. 4

